

# レーザー常時微動計測手法の構築と 構造物の損傷検出への応用

貝戸清之<sup>1</sup>・阿部雅人<sup>2</sup>・藤野陽三<sup>3</sup>・依田秀則<sup>4</sup>

<sup>1</sup>正会員 博士(工学) コロンビア大学客員研究員 土木工学専攻 (500 West 120th Street New York, NY 10027)  
(研究当時 東京大学大学院博士課程)

<sup>2</sup>正会員 Ph.D 東京大学助教授 大学院工学系研究科社会基盤工学専攻 (〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1)

<sup>3</sup>フェロー Ph.D 東京大学教授 大学院工学系研究科社会基盤工学専攻 (同上)

<sup>4</sup>学生会員 東京大学大学院生 工学系研究科社会基盤工学専攻 (同上)

構造物の振動特性の変化に基づく損傷同定手法は、合理的かつ効率的な維持管理の実現にあたって有用である。なかでも振動モード形は空間的な振動情報を反映しており、高次振動モード形は局所的な損傷検出に対して有効であると考えられる。しかし、実構造物の常時微動計測結果から振動モード形を同定することは、微小振動からの情報抽出という精度上の問題、ならびにセンサー数の増大という実用上の問題が存在する。そこで、これらを克服するために、レーザードップラ速度計に着目し、レーザー照射角制御によるスキャニング計測が可能な常時微動計測手法と常時微動計測結果に基づく振動モード形の同定手法を構築した。さらに、振動特性の変化のみから直接剛性・質量変化を同定する手法を理論展開するとともに、模型実験を行い、その有効性を確認した。

**Key Words:** laser doppler vibrometer, ambient vibration, mode shape, experimental modal analysis  
damage detection, bootstrap analysis

## 1. はじめに

我国の膨大な社会基盤施設の劣化が深刻な問題となっており、目視検査に大きく依存した現状の維持管理手法は、検査結果の信頼性の問題や人員不足の面から多大な困難を抱えている。したがって、客観的・定量的判断に基づいた合理的かつ効率的な維持管理手法の確立が急務の課題といえる。

そのための一手法として、固有振動数や振動モード形といった振動特性を指標とし、その変化から損傷を検出する損傷同定手法が着目されている<sup>1),2)</sup>。これは、振動特性が構造物の質量・剛性等の材料・構造特性から定まるために、損傷による特性の変化が直接振動特性の変化として現れることを利用するものである。原理的には構造特性のいかなる変化に対しても振動特性は変化するので、損傷要因に依存しない指標として適用できる可能性を有した手法であると考えられる。

実際に、近年のセンサー精度およびコンピュータ技術の飛躍的な発展によって振動計測の信頼性が向上し、振動計測結果に対する信号処理手法や同定手法の理論

面での開発も進んでいる<sup>3)</sup>。しかし、振動特性を損傷指標として適用するためには、微小な変化を明確に捉える必要があり、同定結果に要求される精度は極めて高い。それと同時に、大型構造物の振動計測では計測の容易さや効率化も重要となる。

振動特性の微小な変化、すなわち初期の局所的な損傷の検出には、振動特性のなかでも空間的な振動情報である振動モード形、とくに高次モードのそれが必要であり<sup>1),4)</sup>、空間的に密な振動計測を行う必要がある。ところが、大型構造物では往々にして、センサーの設置に高所・危険作業が半うため、計測点数の増加は多大な費用・時間を要し、効率性や経済性を低下させる。

また、維持管理を目的とする振動計測では、加振機を用いることは非現実的であり、供用状態での常時微動計測が望ましい。常時微動は、広帯域振動数成分を有するといった長所がある反面、応答振幅が極めて小さい、加振入力不明といった短所がある。このような問題点のために、常時微動状態での振動特性の高精度な計測手法および同定手法は未だ確立されていない。さらに、振動特性の変化から損傷の位置と大きさを

同定するためには、通常、有限要素モデルなどの構造モデルを構築する方法がとられる。しかし、このときに行われる材料特性、幾何形状や境界条件における理想化・単純化が実構造物の状態を完全に再現し得ないため、同定精度を低下させることになる。

以上を踏まえ、本研究では、要因に依存しない定量的な損傷検出手法の構築を目指して、そのための計測手法としてレーザードップラ速度計に着目し、①常時微動作用下における構造物の多点振動計測システムを構築する、②未知の非定常入力に対する振動モード形の同定手法を確立する、③統計的手法を用いて同定結果の信頼性を定量的に評価する、④理論構造モデルを要しない振動モード形の変化に基づいた損傷同定手法を提案するという4点を目的とする。

レーザードップラ速度計は、常時微動計測が可能な計測精度を有し、高所作業を不要とする非接触遠隔計測が実現できるセンサーである。また、レーザ照射角を自動制御して計測点を移動させることにより、多点のスキニング振動計測が可能となる。ただし、これまでは機械振動<sup>9,10)</sup>の分野での適用が主流であったため、計測対象は加振が容易で、加振力の計測も可能であり、実験モード解析<sup>7)</sup>を用いれば、振動モード形が同定しやすい条件下にあった。しかし、実構造物での振動計測では、入力が未知量<sup>8)</sup>となるために、新たな計測手法と同定手法の開発が求められる。

そこで、はじめにレーザードップラ速度計を用いて、そのレーザ照射角の自動制御によるスキニング振動計測手法を構築する。

つぎに、未知非定常入力下における振動モード形の同定手法を構築する。未知入力には、常時微動入力と実橋の走行荷重を想定した衝撃加振入力を用いる。常時微動入力に対しては速度振幅スペクトルの平均による振動モード形の同定手法を、衝撃加振入力に対しては基準点計測用のレーザードップラ速度計を追加することによる同定手法を示す。そして、それぞれ一辺固定支持された鋼板の振動計測に適用し、同定精度の信頼性を Bootstrap 法<sup>9,10)</sup>によって定量的に明示する。

最後に、振動特性のみから構築した構造モデルを用いて損傷同定が可能な手法を提案する。とくに損傷の中でも剛性および質量の変化に着目した。これは、先述したとおり、いかなる損傷であっても材料特性に変化が生ずるためであり、剛性変化が要因を問わない定量的な損傷指標となり得ると考えたからである。手法は、同定された固有振動数と振動モード形から構築した構造モデルに対して仮想的に剛性と質量を低下させ、新たな構造系の固有値問題を解くことで剛性・質量低下後の振動モードを解析的に算出するものである。この手法の妥当性については、前述の鋼板の局所的質量変化を一例として同定実験を用い、精度の検証を行う。

## 2. レーザードップラ速度計

### (1) レーザードップラ速度計の特徴

レーザードップラ速度計(図-1)は、レーザ光を移動物体に照射し、その照射光と反射光との周波数差から速度を検出する光学式干渉計である。従来のセンサーと比較すると、レーザードップラ速度計の実構造物の振動計測への適用に際しては、以下のような長所があげられる。第一に、計測対象に対して、反射テープなどの特別な表面処理を施すことなく、非接触遠隔計測を行うことができる。第二に、分解能が極めて高く、計測可能な周波数帯域が広いことがあげられる。したがって、計測器の設置が難しい状況であっても、常時微動による微小振動を高周波数成分まで高精度に計測することが可能である。第三に、センサー内部に取り付けた反射鏡を回転させ、レーザ照射角を制御して表面をスキニング計測することで計測点の変更を容易に行うことができる。これより、多点計測のための作業負担が大幅に改善される。用いたレーザードップラ速度計の性能諸元は、表-1に示す。

しかし、その反面で、レーザードップラ速度計のような光学機器には、図-2に示すような受光漏れによる特有の光学ノイズが混入することがある。受光漏れの要因としては、レーザ出力強度の安定性や計測対象の表面状態等の影響があげられる。レーザ光の安定性に関しては、出力強度の周期変動に伴って戻り光量不足の影響が生じ、その影響により受光漏れが生ずる。一方、表面状態に関しては、2つの要因があげられる。ひとつは、反射光が計測対象の表面状態、レーザ照射角度や計測距離の影響を受けてレーザ戻り光量不足が生ずることによる。もう一つは、計測対象やセンサー自体がレーザ照射方向以外にも振動することで反射光により形成されるスペックルパターンが変化し、反射光の感知が不可能となることによるものである。実構造物の振動計測においては、これらの受光漏れによる光学ノイズが混入しやすい状況にあり、この点をどのように解決するかがレーザ振動計測の実用化にあたっての一つの課題である。

### (2) レーザ振動計測システムの構築

センサー前方に設置した2つの反射鏡(図-3)をそれぞれ水平方向と鉛直方向に可動させることで、レーザ照射角を自動制御し、選択した範囲内を指定した点数で計測するスキニング振動計測システムの構築を行う<sup>11,12)</sup>。振動計測システムの装置と配線は、図-4に示す。信号の流れは、センサーで計測される速度応答を振動計においてアナログ電気信号に変換し、ADボードを介してデジタル電気信号としてパーソナルコンピュータに収録する。一方、パーソナルコンピュータ

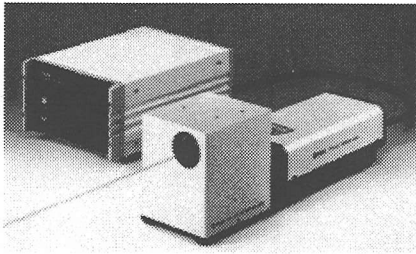
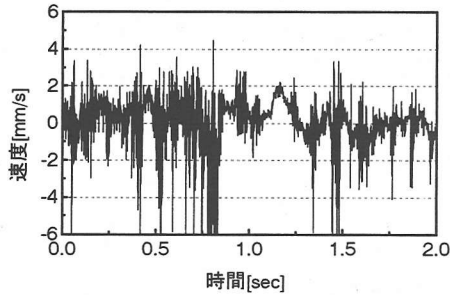


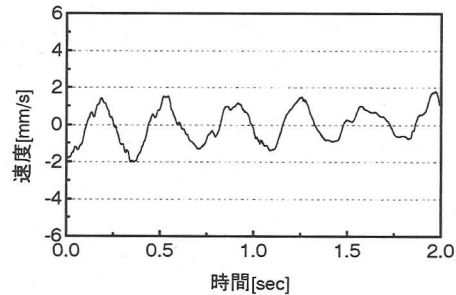
図-1 レーザードップラ速度計

表-1 レーザードップラ速度計諸元

レーザータイプ	He-Ne レーザー
波長	633nm
レーザー出力/クラス	2.3mW/IIIa
計測可能距離	100m
分解能	0.5 $\mu$ m/s
計測可能周波数帯域	0Hz~35kHz
レーザー照射角	-15~15度



(a) 受光漏れあり



(b) 受光漏れなし

図-2 レーザードップラ速度計を用いた速度応答計測の例

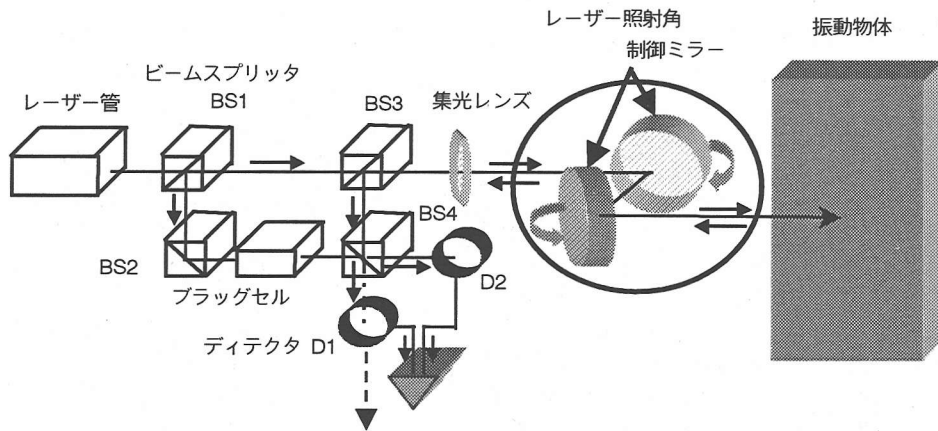


図-3 レーザードップラ速度計内部

から DA ボード、スキヤニング用振動計を介してセンサーヘッドに電気信号を送り、反射鏡の回転角を制御して計測点の変更を行う。この作業を指定した計測点数だけ繰り返すことにより空間的な振動計測を実現する。このときの計測諸条件の設定は、全てパーソナルコンピュータ上で制御できるように、また、計測される速度時系列と速度振幅スペクトルはリアルタイムで確認することができるようにシステム化を行っている。

(3) 受光漏れによる光学ノイズの除去

前述の受光漏れによる光学ノイズが数多く混入すると、高精度な速度振幅スペクトルを得ることができなくなり、同定精度の低下を招く。そこで、各計測点における振動計測を繰り返し、得られる速度振幅スペクトルを重ね合わせることで平均する。この平均により、光学ノイズ成分を相殺することで、振動計測結果の精度向上を図る。

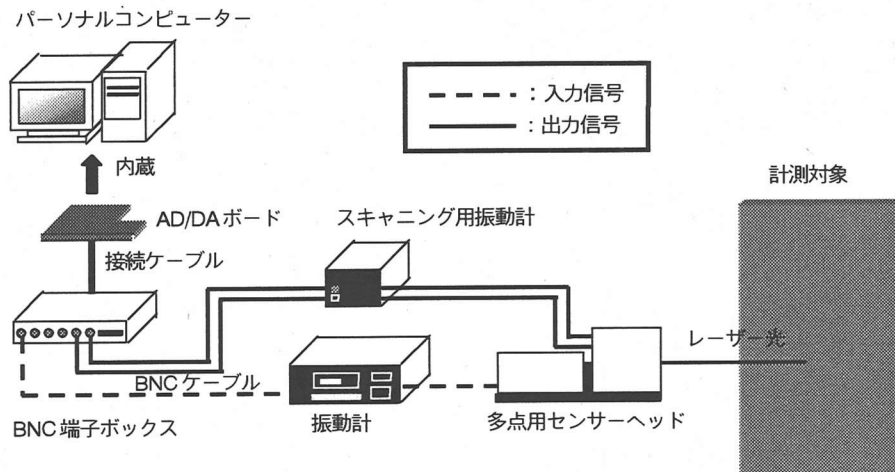


図-4 レーザー振動計測システム

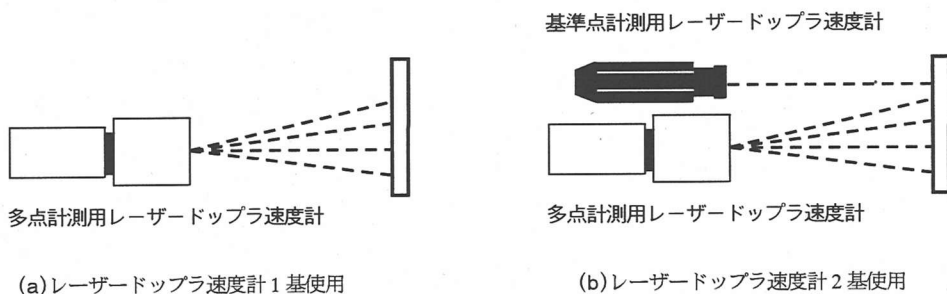


図-5 レーザー振動計測概略

さらに、振動計測システムにおいても光学ノイズの低減化対策を施した。

光学ノイズの混入の程度は、レーザーの照射位置が微小に変化するだけでも全く異なるために、計測点間で精度に差が生じてくる。そこで、繰り返し計測ごとに、初回の計測点の周りにランダムに微小範囲内で照射位置を変化させ<sup>14), 15)</sup>、特定の計測点に受光漏れが集中することを防止して、計測点間の精度のばらつきを均一にする。

また、明らかなスパイク状の光学ノイズを除去するために、振動計測結果にある基準値を超える値が含まれている場合には、それを受光漏れであると判断して取り除くこととした。基準値の設定に関しては、振動計測結果の標準偏差を算出し、それをもとに経験的に決定した。具体的には、基準値を超える異常値が1つの振動計測結果の時系列中に5つ以上存在する場合にはその振動計測結果を異常であると判断し、収録せずに除外した。また、5つ未満の場合には前後のデータの平均値でそれぞれの異常値を補間した。

### 3. 未知の常時微動入力下での振動モード形の同定

ここでは、常時微動入力を対象とする。図-5(a)のように1基のレーザードップラ速度計を用い、その振動計測結果に基づく振動モード形の同定手法を示す。なお、図-5(b)には比較のために、4節で用いる2基のレーザードップラ速度計を用いたシステムを示す。

#### (1) スペクトルの平均による定常振動成分の抽出

入力である常時微動は、非正常性を有する不規則振動である。一方、レーザードップラ速度計による振動計測は、単一点ごとの多点計測であるため、多点を同時に計測することはできない。この非同時性の影響のために、常時微動計測においては計測点ごとに加振力がばらつくことになり、そのままでは、振動モード形を同定することはできない。

そこで、計測データの処理にあたって、同一点での計測を繰り返して速度振幅スペクトル  $V(\omega)$  を次式のように平均する。

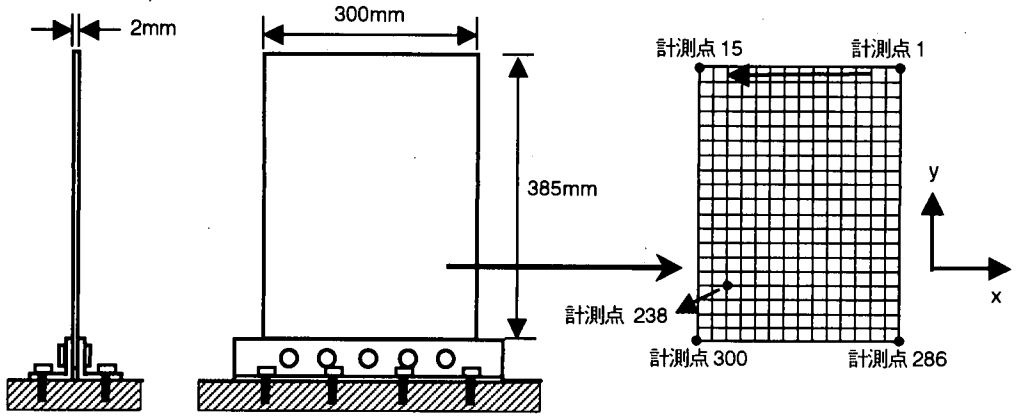


図-6 一辺固定支持鋼板

$$V_{AVE}(\omega_j) = \frac{1}{N_A} \sum_{k=1}^{N_A} V(\omega_j) \quad (1)$$

式中、 $V_{AVE}$ は速度振幅スペクトルの平均値、 $N_A$ は繰り返し計測回数をそれぞれ表す。この信号処理によって、常時微動から非定常成分を取り除くと同時に、その不規則振動成分や先述の光学ノイズを相殺することで、応答の定常振動成分を抽出できる。

## (2) 振動モード形の同定手法

振動特性の同定は、構造モデルを使用するパラメトリック法と振動計測結果を直接利用するノンパラメトリック法に分類できる<sup>2)</sup>。パラメトリック法では、実構造物のモデル化に伴う材料特性や境界条件の理想化・単純化の誤差による同定精度の低下が問題となることが多い。そこで、すでに算出した速度振幅スペクトルの平均値から直接的に振動特性を同定する振動数領域におけるノンパラメトリック同定手法を提案する。

振動数領域における振動特性の同定には、入力と出力の振幅比である振動数応答関数<sup>7)</sup>を用いるのが一般的である。しかし、入力が未知の場合には、振動数応答関数を算定することができない。そのような場合でも、①構造物の減衰比が大きくなり、各モードが近接していない、②入力が卓越した振動数成分を持たないホワイトノイズであるという2条件を満たす場合には、以下の手順によって振動特性の同定が可能である。

任意外力が作用する構造物において、物理座標空間における計測点 $k$ の変位 $u_k(t)$ のフーリエ変換 $U_k(\omega)$ は、モード応答の和として近似的に表すことができる。

$$\begin{aligned} U_k(\omega) &= \sum_{i=1}^n \phi_{ik} Q_i(\omega) \\ &= \sum_{i=1}^n \phi_{ik} \frac{\phi_i F(\omega)}{(\omega_i^2 - \omega^2) + 2j\zeta_i \omega_i \omega} \end{aligned} \quad (2)$$

式中、 $i$ はモード次数で、 $n$ は考慮するモードの総数を示す。また、 $\phi_k$ は $k$ 点における $i$ 次の振動モード形、 $\omega_i$ と $\zeta_i$ は $i$ 次の固有振動数と減衰比であり、 $Q(\omega)$ はモード変位のフーリエ変換、 $F(\omega)$ は外力ベクトルのフーリエ変換となる。 $j$ は虚数単位である。この式から、減衰比が無視できるほど小さく、入力が特定の卓越した振動数成分を持たない場合、計測点 $k$ のフーリエスペクトル $U(\omega)$ 、もしくはパワースペクトルからピークの現れる振動数を読み取ることにより、固有振動数 $\omega$ を同定することができる。

振動モード形は計測点間における振幅スペクトルの比で表されることから、はじめに各々の次数の振動モード形において節とならない計測点 $k$ を基準点として定める。つぎに、任意の計測点 $l$ の基準点 $k$ に対するフーリエ振幅スペクトルの比をとると、式(2)より

$$\frac{U_l}{U_k} = \frac{\sum_{i=1}^n \phi_{il} \frac{\phi_i F(\omega)}{(\omega_i^2 - \omega^2) - 2j\zeta_i \omega_i \omega}}{\sum_{i=1}^n \phi_{ik} \frac{\phi_i F(\omega)}{(\omega_i^2 - \omega^2) - 2j\zeta_i \omega_i \omega}} \quad (3)$$

となる。隣り合う次数の固有振動数が近接しておらず、減衰比を無視することができる場合には、 $i$ 次の固有振動数付近では $1/(\omega_i^2 - \omega^2)$ を含む項が支配的となる<sup>16)</sup>。よって、

$$\frac{U_l}{U_k} \approx \frac{\phi_l \phi_{il} F(\omega)}{\phi_k \phi_{ik} F(\omega)} = \frac{\phi_{il}}{\phi_{ik}} \frac{\omega_i^2 - \omega^2}{\omega_i^2 - \omega^2} \quad (4)$$

が導かれる。すなわち、 $i$ 次の固有振動数付近では任意の計測点 $l$ の基準点 $k$ に対するフーリエ振幅スペクトルの比は、計測点間の $i$ 次の振動モード形振幅の比に近似できる。

しかし、このとき本節で入力として用いる常時微動は、常にホワイトノイズとして扱うことができるとは限らない。そこで、式(4)の $U$ に、式(1)の速度振幅スペクトルの平均値  $V_{AVE}$  を代入する。この速度振幅スペクトルの平均値は、スペクトルの重ね合わせにより常時微動の非定常性を除去したものであるため、ホワイトノイズ入力作用下で得られたスペクトルと等価であると考えられるとする。

以上の手法により、未知の常時微動入力下において振動モード形の同定が可能となる。

### (3) 一辺固定支持鋼板を用いたレーザー振動計測実験

図-6 の一辺固定支持された鋼板 (385[mm] × 300[mm] × 2[mm]) を対象としてレーザードップラ速度計による常時微動計測を行い、その振動モード形を同定する。

振動計測条件は、計測点数を鉛直方向 20 点、水平方向 15 点の計 300 点とした。同図には計測点番号も併せて示す。各計測点では 1 点毎の計測時間を 2048[msec] とし、サンプリング周波数を対象とするモードの固有振動数から 2000[Hz] と設定した。また、レーザードップラ速度計から鋼板までの計測距離は約 2.5[m] で、レーザー照射角の振れ幅は最大で 4.2 度であった。

図-7 に、計測点 1 における振動計測結果を示す。計測点 1 は、全計測点中で最も振幅が大きくなる計測点であるが、速度振幅は最大で 0.12[mm/sec]、標準偏差は約 0.05[mm/sec] と、極めて微小であった。これより、レーザードップラ速度計を用いた常時微動計測が可能であることがわかる。

つぎに、全 300 点の振動計測を 1 サイクルとして 300 回繰り返し、得られた速度振幅スペクトルに対して平均を行った。なお、受光漏れによる光学ノイズの判定には、経験的に各振動計測結果の標準偏差の 5 倍を採用した。一例として、計測点 1 において計測回数を 10 回と 300 回としたときの速度振幅スペクトルの平均値を図-8 に示す。図より平均を取ることによって、ノイズレベルが抑えられ、高振動数成分のピークが明瞭に卓越していることがわかる。

全計測点の速度振幅スペクトルの平均値から、前述の手法に従って振動モード形を同定した。同定された振動モード形のうち、計測回数を 10, 100, 300 回と変化させたときの 6 次と 14 次の振動モード形とレーリー・リッツ法<sup>17), 18)</sup> による理論解析結果を図-9 に示す。解析に必要な鋼板の諸物性値は表-2 に示す。また、用いたモード形状の近似関数は、50 次モードまでを考慮して、以下のように与えた。

$$w(x, y) = \sum_{i=1}^{50} c_i w_i(x, y) \quad (5)$$

ただし、 $w_i$  は、図-6 中の  $x$  方向の振動モード形状を  $w_x^i$ 、

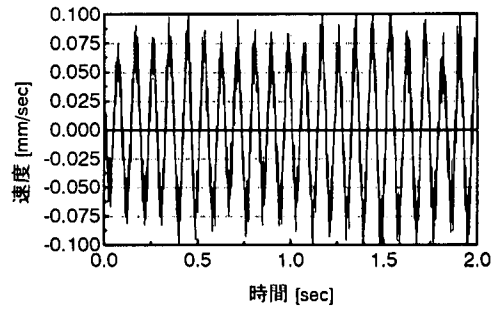
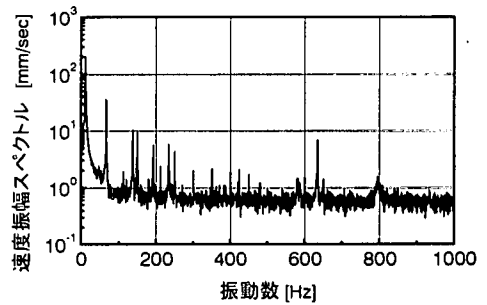
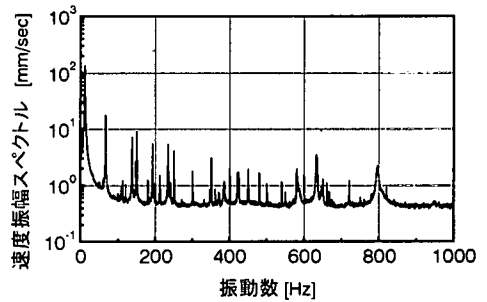


図-7 常時微動計測結果の例 (計測点 1)



(a) 計測回数: 10 回



(b) 計測回数: 300 回

図-8 速度振幅スペクトルの平均値 (計測点 1)

$y$  方向の振動モード形状を  $w_y^j$  とすると、

$$\begin{aligned} w_1(x, y) &= w_1^x(x) \times w_1^y(y) \\ w_2(x, y) &= w_1^x(x) \times w_2^y(y) \\ w_3(x, y) &= w_2^x(x) \times w_1^y(y) \\ &\vdots \end{aligned} \quad (6)$$

と表すことができる。実験で用いた平板の支持条件から水平方向は両端自由支持梁、鉛直方向は片持ち支持梁のモード形状を与えた。

振動モード形は最大値が 1 となるように正規化を行い、モード振幅の絶対値を示した。図-9 より計測回数の増加に伴い、理論解析結果に一致していく様子が確

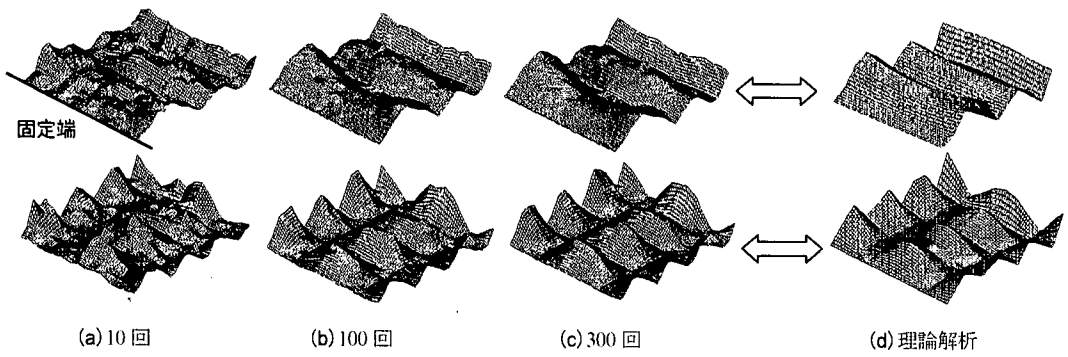


図-9 固定振動モード形 (上:6次モード, 下:14次モード)

認できる。したがって、今回の振動計測では、常時微動の非定常性と不規則振動成分は300回の繰り返し計測により除去が可能であると判断できる。

得られた全ての固有振動数を表-3中の同定値①に示す(②は4節の同定結果)。理論値と比較すると、16次までの振動モード形のうち、10個の振動モード形を同定することができたが、双方の固有振動数には、明らかな相違が認められる。これに関しては、理論解析における材料特性や境界条件におけるモデル化の誤差の影響であると考えられる。また、2次、8次等の非対称振動モード形に関しては、同定が不可能であった。これは入力である常時微動の主成分が地盤の微振動であり、入力が固定端に一樣に作用したため、非対称振動モード形が励起されなかったからであろう。

ちなみに、図-8には、鋼板の固有振動成分以外にも数多くのピークが卓越している。これらは、レーザードップラ速度計自体の振動成分や電気ノイズ成分であると考えられる。実際に、これらのピークを取り出し図示すると、図-10のように明らかに振動モード形とは異なり、規則性を持たない形状となっている。したがって、本手法のように計測点を十分にとることであれば、振動モード形とノイズによるピークとを視覚的に区別することができる。

#### 4. 未知の衝撃加振入力下での振動モード形の同定

常時微動入力に対しては、振動計測結果に対して平均を行うことにより、非定常成分と不規則振動成分を取り除き、定常成分を抽出することが可能であった。

しかし、供用中の橋梁等では、常時の振動の主成分が走行荷重等であり、入力は衝撃加振入力となることが多い。そのような場合には、データ平均を行っても振幅の大きな振動計測結果が大きく反映されてしまう。

そこで、衝撃加振入力下においても振動モード形の同定が可能なシステム構築を次に行った<sup>19)</sup>。

表-2 鋼板諸物性値

密度(g/cm <sup>3</sup> )	7.87
ヤング率(N/m <sup>2</sup> )	20.0×10 <sup>10</sup>
ポアソン比	0.33

表-3 固有振動数同定結果

モード次数	理論値 [Hz]	同定値① [Hz] 常時微動入力時	同定値② [Hz] 衝撃加振入力時
1	12.07	10.74	10.74
2	34.18	—	32.23
3	76.01	66.41	66.89
4	121.0	112.8	112.8
5	135.0	137.2	137.2
6	212.7	192.4	—
7	234.5	233.9	233.9
8	260.9	—	238.8
9	336.7	—	345.7
10	391.6	384.8	—
11	417.7	371.1	372.1
12	432.5	—	580.6
13	465.6	—	—
14	599.5	580.1	—
15	606.0	—	—
16	686.4	666.5	—

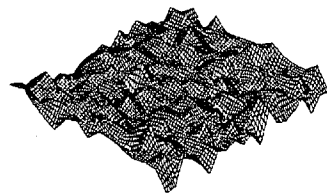


図-10 ノイズによるピーク値に対応する同定結果

(1) 2基のレーザーを用いた振動計測システムの構築  
システムの主な改良点は、基準点計測用のレーザードップラ速度計の追加である。基準点計測用のレーザ

ードップラ速度計を追加することで各計測点に対して規格化を行い、振幅の非定常性の影響を正規化するとともに、基準点との位相を算出することで振動モード形の位相を与えることができる。その他のシステム構成は、先と同様である。

## (2) 振動モード形の同定手法

基準点を有する場合、振動モード形は、各計測点と基準点の変位から求まる伝達関数から同定することができる<sup>20)</sup>。スキニングによる計測点 $l$ と基準点 $ref$ における外力 $F_m$ に対する伝達関数は、式(2)より

$$H_l(\omega) = \frac{U_l(\omega)}{F_m(\omega)} = \sum_{i=1}^n \frac{\phi_{li}\phi_{im}}{(\omega_i^2 - \omega^2) + 2j\zeta_i\omega_i\omega} \quad (7)$$

$$H_{ref}(\omega) = \frac{U_{ref}(\omega)}{F_m(\omega)} = \sum_{i=1}^n \frac{\phi_{refi}\phi_{im}}{(\omega_i^2 - \omega^2) + 2j\zeta_i\omega_i\omega} \quad (8)$$

と表すことができる。このとき、減衰比が小さく、隣り合う固有振動数が近接していないならば、 $\omega_i$ 付近では式(7)、(8)中の $i$ 成分が卓越することになる。これを考慮して上式の辺々除算すると、 $\omega_i$ 付近では、

$$\frac{H_l(\omega)}{H_{ref}(\omega)} = \frac{U_l(\omega)}{U_{ref}(\omega)} \approx \frac{\phi_{li}}{\phi_{refi}} \quad (9)$$

であることが示される。すなわち、任意点における応答スペクトルと基準点における応答スペクトルの比が振動モード形を与えることになる。

その際、伝達関数の算出には、振動計測結果に含まれるノイズの影響を低減するために、クロススペクトルを用いることとした。基準点 $ref$ に対する任意点 $l$ でのクロススペクトルを算出すると、

$$X_{l,ref}(\omega) = U_l(\omega)\bar{U}_{ref}(\omega) \quad (10)$$

となる。式中、 $\bar{U}$ は $U$ の複素共役を表す。クロススペクトル $X_{l,ref}(\omega)$ は、 $U_{ref}(\omega)$ 、 $U_l(\omega)$ の両応答スペクトルがピークをとる振動数成分において卓越する。すなわち、クロススペクトルの基準点を同定する次数ごとに振動モード形の節でない点に選べば、計測点間で相関の高い固有振動数成分が卓越することになる。したがって、計測誤差のような計測点間で無相関であると考えられる誤差ピークの増大を抑制することができる<sup>20)</sup>。特に、レーザードップラ速度計を用いるスキニング振動計測ではレーザ照射角が大きくなると、光学ノイズの混入率も増加するため、2点間のクロススペクトルを取ることは高精度な同定には有効である。そして、固有振動数に関しては、クロススペクトルのピーク値を与える振動数を読み取ることで同定する。

振動モード形に関しては、はじめに式(9)に $\bar{U}_{ref}(\omega)$ を乗じて次式を得る。

$$\frac{U_l(\omega)\bar{U}_{ref}(\omega)}{U_{ref}(\omega)\bar{U}_{ref}(\omega)} = \frac{X_{l,ref}(\omega)}{|X_{ref}(\omega)|^2} = \frac{\phi_{li}}{\phi_{refi}} \quad (11)$$

つぎに、同定した固有振動数に対応する伝達関数の振幅と位相をもとに同定を行う。なお、位相に関しては、 $\pi/2 \sim \pi/2$ は同位相、 $\pi \sim \pi/2$ 、 $\pi/2 \sim \pi$ は逆位相であると定義する。最後に、モード振幅の絶対値の最大値が1となるように正規化を行う。

## (3) 一辺固定支持鋼板を用いたレーザ振動計測実験

3.(3)節と同じ一辺固定支持鋼板を用いて振動モード形の同定実験を行った。衝撃加振入力を与えるために、鋼板をハンマーにより打点箇所、強さともにランダムに変化させて、打撃加振した。振動計測条件は、計測点数に関して鉛直方向10点、水平方向10点の計100点、繰り返し計測回数に関しては10回とし、その他の計測条件は前節と同設定とした。また、基準点は振動モード形の節とならないように図-6中の計測点238に選定した。

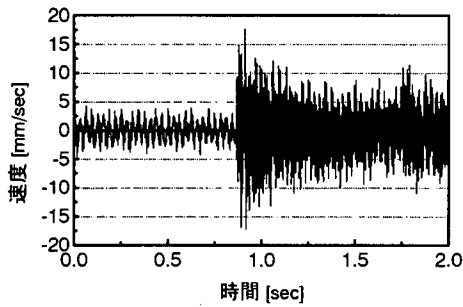
図-11に計測点1(図-6中の計測点1と同一地点)における振動計測結果の一例を示す。図(a)(c)は、基準点計測用と多点計測用レーザードップラ速度計で同時に計測された速度時系列である。これと図-7の常時微動計測結果とを比較すると、振幅は100倍以上大きくなっており、基準点を設けなければ振幅が大きな振動の特性のみが反映されることが理解できる。すなわち、大振幅時の振動計測結果のノイズレベルが高い場合には、計測時間の不必要な増加や同定精度の低下を招くことになる。

また、このときの多点計測用のレーザ照射角は、 $x$ 方向に1.6度、 $y$ 方向に3.2度であったが、図-11(b)(d)を比較する限り、両方ともにノイズレベルが同程度に抑えられている。同図(e)(f)(g)はクロススペクトル、伝達関数の振幅と位相である。伝達関数は基準点を入力、多点を出力として算出した。いずれにおいても計測精度の高さが反映され、良好な結果が得られている。

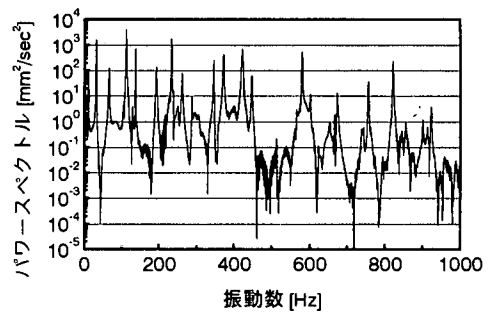
図-12は、同計測点において計測回数10回で平均を取ったクロススペクトルおよび伝達関数である。図-11(e)(f)(g)と比較すると、衝撃加振入力の影響によりピーク値が変化している振動数も確認できる。

同定された全ての固有振動数を表-3中の同定値②に示す。3.(3)節の常時微動入力を用いて同定された振動モード形では、非対称振動モード形が得られなかったが、衝撃加振を行ったため、低次の振動モードについては非対称モードも含め、非常に高精度に振動モード形を得ることができた。ただし、加振振幅が大きくなったために、先には同定できた高次のいくつかの振動

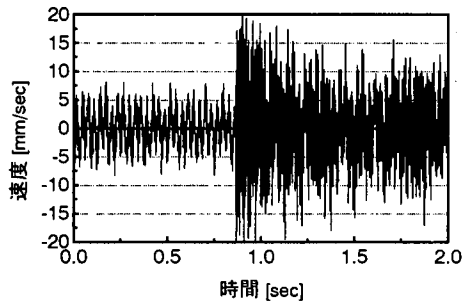




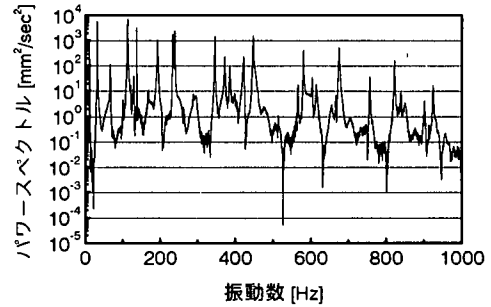
(a)速度時系列 (基準点計測用レーザードップラ速度計)



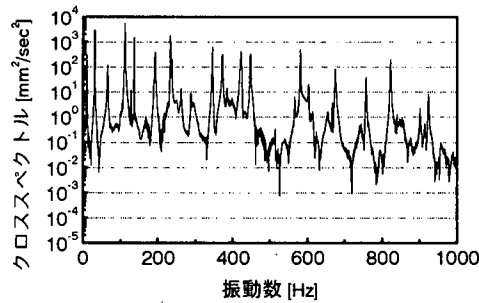
(b)パワースペクトル



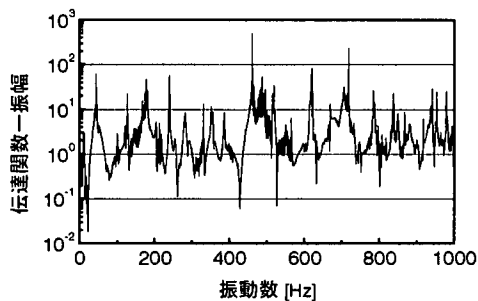
(c)速度時系列 (多点計測用レーザードップラ速度計)



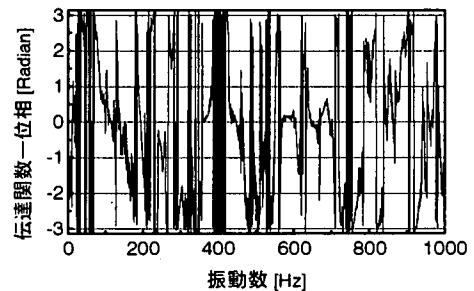
(d)パワースペクトル



(e)クロススペクトル



(f)伝達関数—振幅

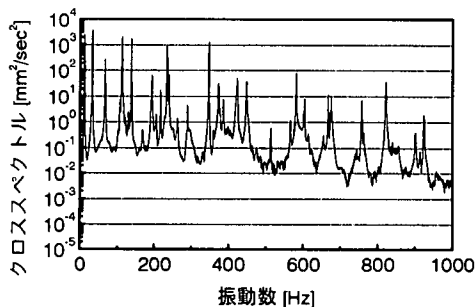


(g)伝達関数—位相

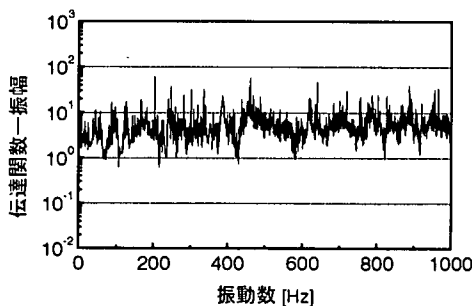
図-11 振動計測結果の一例 (基準点計測用: 計測点 238, 多点計測用: 計測点 1)

モード形を得ることができなかった。このように、衝撃加振入力下においても基準点計測を導入することに

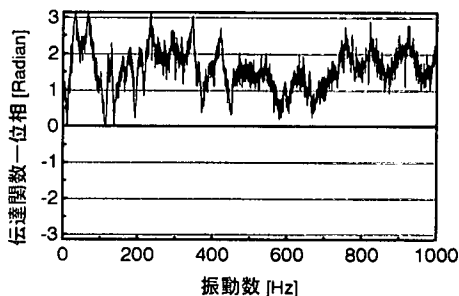
より、10 回程度の平均で振動モード形の同定が可能であることがわかった。



(a)クロススペクトルの平均値



(b)伝達関数—振幅の平均値



(c)伝達関数—位相の平均値

図-12 クロススペクトル, 伝達関数の平均値 (計測回数 10 回)

## 5. Bootstrap 法による振動計測結果の信頼性評価

### (1) 繰り返し計測回数の定量的判断手法

常時微動入力と衝撃加振入力がかかる場合について、それぞれレーザー振動計測手法を示した。そのときに、振動モード形を同定する際の平均に必要な繰り返し計測回数については、理論解析結果等をもとに経験的に決定した。しかしながら、計測回数の不足は同定精度の低下を招くことになるし、反対に余分な振動計測は時間の浪費になる。そこで、平均に必要な繰り返し計測回数について、信頼性の観点から統計的な判断をもとに決定することを試みる。

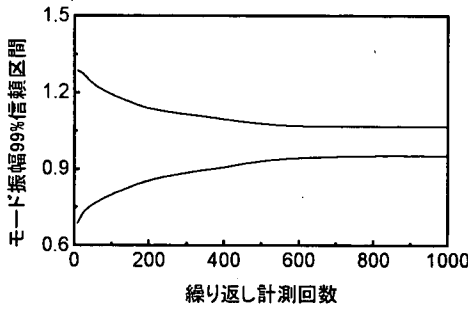
具体的には、Bootstrap 法<sup>9)</sup>を適用し、モード振幅の99%信頼区間が収束する回数をもって最適な振動計測回数として決定する。このとき、収束条件は、収束率を5%とした。実際に、3節の常時微動入力と4節の衝撃加振入力下での振動計測結果に適用した。Bootstrap法の詳細に関しては、参考文献<sup>10), 21)</sup>を参照されたい。この場合、振動計測回数が標本の要素数に対応する。また、Bootstrap数は2000とした。

図-13は、常時微動入力を対象とした振動計測結果に基づいて同定された振動モード形の振幅の収束性を示している。なお、振動モード形の振幅は、Bootstrap法を適用しない場合の振幅が1となるように正規化を行

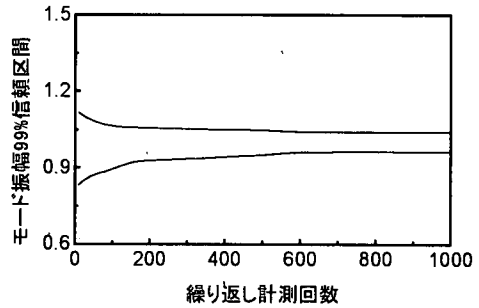
った。図-13(a)は、図-6中の計測点1における1次モードの99%信頼区間であり、振動計測回数が600付近から収束している。一方、図-13(b)は、同定された最高次数の14次モードに対する結果であり、比較的早い段階で収束している。これは、常時微動が広い振動数帯域にわたって一樣な振動特性を持つ入力であるため、高次の振動モードが卓越しやすくなったためである。したがって、対象とするモード次数で違いがあるものの、常時微動入力下での振動計測では、平均には500回程度の計測が必要であったといえる。

つぎに、衝撃加振入力を対象とした振動計測結果に基づいて同定された振動モード形の振幅の収束性を図-14に示す。計測点は1であり、図-14(a)は1次モード、図(b)は7次モードに対する結果である。これより、常時微動入力とは対照的に、低次の振動モードを同定するために必要な繰り返し計測回数は、高次よりも少なく、10回未満であることがわかる。これは、衝撃加振を与えたことで、振幅が大きくなり、結果的に低次の振動モードが励起されやすくなったことによる。

3節、4節の振動計測では、経験的に振動計測回数を決定したが、以上の手法により算定された振動計測回数と大差がなかった。したがって、振動計測回数の決定に関して上記の手法を用いることで、定量的な判断を下すことが可能であるといえる。

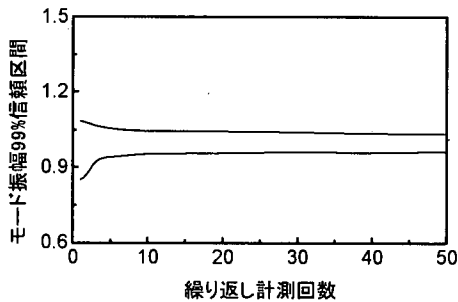


(a) 1次モード

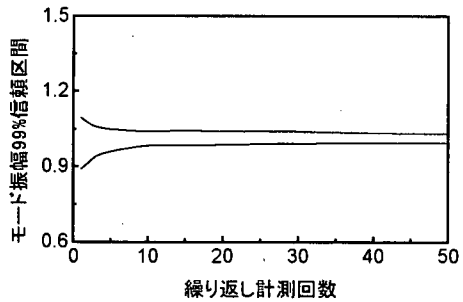


(b) 14次モード

図-13 Bootstrap法による振動モード振幅の99%信頼区間の収束性  
(常時微動入力, 計測点1)



(a) 1次モード



(b) 7次モード

図-14 Bootstrap法による振動モード振幅の99%信頼区間の収束性  
(衝撃加振入力, 計測点1)

## (2) 同定精度の定量的評価

Bootstrap法を用いた同様の手順により、手法の違いが同定精度に及ぼす影響について検証を行うこともできる。一例として、レーザードップラ速度計の台数を増やすことによる同定精度の向上を定量的に評価する。

図-5に示すようにレーザードップラ速度計を1基としたときと2基としたときについて常時微動入力を対象とした振動計測を行い、入力条件が同一のもとで同定精度を比較する。同定精度は、Bootstrap法による振動モード形の $\alpha\%$ 信頼区間の収束率で評価する。すなわち、99%信頼区間の収束率が小さいほど、ばらつきが少なく、同定精度が高いと考える。Bootstrap法により算出した99%信頼区間の収束率は、レーザードップラ速度計1基使用時の場合は8%で、2基使用時の場合は5%であった。振動計測の繰り返し回数はそれぞれが完全に収束する回数、1基使用の場合は600回、2基使用の場合は100回とした。これより、2基のレーザードップラ速度計を使用することで、少ない計測回数にもかかわらず、同定精度が格段に向上していることがわかる。

## 6. 振動モード形の変化に基づく損傷同定

構造物の損傷前後における振動モード形の変化に着目した損傷同定手法を提案する。具体的な損傷として剛性および質量変化に着目する。本手法の特徴は、損傷前後の固有振動数と振動モード形、各質点における質量分布がわかれば、その他の材料特性や境界条件等は不要となり、モデル化における不確実性を低減できる点にある。すなわち、質量分布さえ特定できれば、前章のレーザードップラ速度計により同定される振動モード形と固有振動数を直接用いて剛性および質量の変化の同定が行えることになる。以下にその手法を示す。

### (1) 損傷同定理論

剛性と質量の変化を、もとの構造物に対する付加質量要素と付加剛性要素であるとする。これらの付加前は、構造物と剛性要素・質量要素は分離しているため、そのときの全体の運動エネルギー $T$ とポテンシャルエネルギー $V$ は、次式で表すことができる<sup>23)</sup>。

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n M_i \dot{q}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{z=1}^s m_z \dot{u}_z^2 \quad (12)$$

$$V = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \omega_i^2 M_i q_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{z=1}^s k_z u_z^2 \quad (13)$$

上式中、 $i$  はモード次数を、 $n$  は考慮するモードの総数を示す。 $M_i$ 、 $K_i$ 、 $\omega_i$ 、 $q_i$  は  $i$  次の変化前のモード質量、モード剛性、固有振動数およびモード変位である。一方、添え字  $z$  は付加質量と付加剛性の数、 $S$  はその総数、 $m_z$ 、 $k_z$ 、 $u_z$  は  $z$  番目の付加質量、付加剛性とその変位を示す。また、 $\dot{\phantom{x}}$  は時間に関する微分を表す。質量と剛性の付加位置  $z$  においては、構造物と付加質量および付加剛性の変位は等しくなるので、下式のような拘束条件が  $S$  個成り立つ。

$$\sum_{i=1}^n \Phi_i(j) q_i - u_j = 0 \quad (j=1, \dots, J) \quad (14)$$

ここで、 $\Phi_i(j)$  は  $i$  次モードの  $j$  点における変化前の振動モード形を表す。式(14)の拘束条件を考慮すると、ラグランジェ関数は、下式で表すことができる。

$$L = T - V + \sum_{z=1}^s \lambda_z \left\{ \sum_{i=1}^n \Phi_i(z) q_i - u_z \right\} \quad (15)$$

式中の  $\lambda_z$  は、ラグランジェの未定定数である。さらに、ラグランジェの運動方程式より

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = 0 \quad (16)$$

が成り立ち、 $q_i$  と同様に  $u_z$  についても式(15)を展開すると、次の2式を得る。

$$M_i \ddot{q}_i + \omega_i^2 M_i q_i - \sum_{z=1}^s \lambda_z \Phi_i(z) = 0 \quad (17)$$

$$m_z \ddot{u}_z + k_z u_z + \lambda_z = 0 \quad (18)$$

ここで  $q_i = \bar{q}_i e^{j\omega t}$ 、 $u_j = \bar{u}_j e^{j\omega t}$ 、 $\lambda_j = \bar{\lambda}_j e^{j\omega t}$  と置き、式(14)(17)(18)にそれぞれ代入すると、

$$\sum_{i=1}^n \Phi_i(z) \bar{q}_i - \bar{u}_z = 0 \quad (19)$$

$$-\omega^2 m_z \bar{u}_z + k_z \bar{u}_z + \bar{\lambda}_z = 0 \quad (20)$$

$$-\omega^2 M_i \bar{q}_i + \omega_i^2 M_i \bar{q}_i - \sum_{z=1}^s \bar{\lambda}_z \Phi_i(z) = 0 \quad (21)$$

となる。この式(19)(20)(21)の連立方程式を解いて、 $\bar{u}_z$ 、 $\bar{\lambda}_z$  を消去すると、

$$\left[ \omega_i^2 M_i \bar{q}_i - \sum_{z=1}^s k_z \sum_{i=1}^n \Phi_i(z) \bar{q}_i \right] \Phi_i(z) - \omega^2 \left[ M_i \bar{q}_i + \sum_{z=1}^s m_z \sum_{i=1}^n \Phi_i(z) \bar{q}_i \right] \Phi_i(z) = 0 \quad (\ell=1, \dots, n) \quad (22)$$

が導かれる。よって最終的に変化後の構造物の固有振動数および振動モード形を求めることは、次式の固有値方程式を解くことに帰着する<sup>22)</sup>。

$$[\mathbf{A} - \omega^2 \mathbf{B}] \mathbf{v} = \{0\} \quad (23)$$

ここで  $\mathbf{A}$ 、 $\mathbf{B}$  は  $n \times n$  の行列であり、各行列の要素は下式で表される。また  $\omega = \omega^d$ 、 $\mathbf{v} = \{\bar{q}_1, \dots, \bar{q}_n\}^T$  である。

$$A_{pq} = \delta_{pq} \omega_p^2 M_p + \sum_{z=1}^s k_z \Phi_p(z) \Phi_q(z) \quad (24)$$

$$B_{pq} = \delta_{pq} M_p + \sum_{z=1}^s m_z \Phi_p(z) \Phi_q(z) \quad (25)$$

$$(p=1, \dots, n, q=1, \dots, n)$$

上式中、 $\delta$  は、クロネッカーデルタである。したがって、変化後の  $i$  次の固有振動数は  $\omega_i^d$ 、変化後の振動モード形  $\Phi_i^d$  は、

$$\Phi_i^d = \sum_{j=1}^n v_{ij} \Phi_j \quad (26)$$

で与えられる。このとき、変化後の振動モード形を算出するにあたり、構造物の質点ごとの質量分布と変化前の振動モード形と固有振動数が得られていれば、未知変数は付加剛性、付加質量、付加位置および付加数となる。これより、解析的に得られる変化後の振動モード形および固有振動数と振動計測により得られる変化後の振動モード形  $\Psi$  および固有振動数  $\omega$  の差が最も小さくなるように、次式の評価関数を最小化する  $m_z$  および  $k_z$  を決定すればよい。

$$E = \sum_{i=1}^n \left[ \sum_{k=1}^p \left\{ \frac{\Psi_i(k) - \Phi_i^d(k)}{\Phi_i^d(k)} \right\}^2 + \left\{ \frac{\omega_i - \omega_i^d}{\omega_i^d} \right\}^2 \right] \quad (27)$$

なお上式中、 $P$  は総質点数を表す。

## (2) 付加質量同定実験

提案した損傷同定理論の妥当性を実験的に検証する。ここでは、質量変化<sup>11), 14)</sup>を同定対象として、一辺固定支持鋼板に質量を付加し、その付加前後の振動モード形の変化から質量の付加位置と大きさを同定した。質量付加は、相対的な剛性低下も表している。ただし、実際に与えた質量変化は次に示すように理想化されたもので実損傷とはかけ離れている。しかし、ここでは実験を通した同定精度の検証が主目的であるために、解析の容易さを優先した。具体的には、質量が既知の2個の磁石 (A: 59[g], B: 55[g]) を用いた図-15の3ケースとした。なお、振動計測の諸条件は、4.(3)節と同じとした。

同定に際しては式(27)の評価関数が最小となるように、質量の大きさ、付加位置と付加数を変化させて決定した。ただし、質量変化のみを考慮しているので、

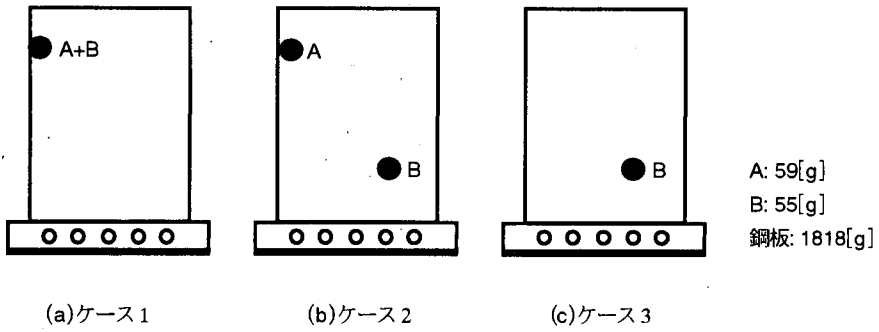


図-15 質量付加位置

表-4 固有振動数比較 (ケース1)

モード次数	計測値[Hz]	同定値[Hz]	理論値[Hz]
1	10.25	10.73	12.2
2	28.81	32.01	34.1
3	66.41	65.11	75.7
4	112.3	106.6	120.5
5	124.5	137.1	135.0
6	191.9	-	211.6
7	231.0	211.4	233.8
8	236.3	235.6	259.7
9	321.3	335.5	336.5
10	371.6	-	390.8
11	382.3	390.5	415.8

式(24)の右辺第2項目は無視した。具体的な算出法は以下の通りである。

各計測点について10[g]から300[g]まで10[g]刻みで、質量を変化させ、評価関数が小さくなる質量の付加位置と大きさを5点求めた。その5点の計測点に対して、修正マルカート法<sup>24)</sup>により評価関数が最小となる位置と質量を算出した。なお、質量付加後の振動モード形の算出には、同定された質量付加前の全ての振動モード形を用いた。

質量付加後の固有振動数の解析結果を表-4に、振動モード形の解析結果を図-16に示す。振動モード形は、最大振幅の絶対値が1となるように規準化した。算出された固有振動数と振動モード形は、振動計測結果から同定された質量付加後の固有振動数と振動モード形と概ね一致している。この振動モード形の解析結果を実験振動モード形と呼ぶこととする。また、図-16(c)には、平板の理論解析結果に基づいて同定された振動モード形(以後、理論振動モード形と呼ぶ)を示すが、質量付加後の振動モード形を再現できていない。これは、質量付加前の理論振動モード形がすでに実振動モード形を再現し得なかったためである。したがって、理論解析結果に基づいて同定を行った場合には、顕著な同定精度の低下を招くことになる。

同定された各ケースの質量の付加位置と大きさを図-17~19、表-5~7に示す。図において、●は設定値、○が同定値であり、円の位置が質量の付加位置、円の大きさが質量の大きさを表している。同定結果を見ると、いずれのケースにおいても質量の付加位置は高精度に同定できていることがわかる。質量の大きさについては、ケース1, 2では高精度な同定結果が得られているが、ケース3では若干精度が低下している。これは、質量の付加位置が固定端近傍であったために、質量付加が振動モード形に与える影響が少なかったためであると考えられる。また、各図(b)には、平板の理論振動モード形を用いて同定を行った結果を併せて示すが、全てのケースにおいて同定精度は低く、質量の大きさについては、常に設定値よりも約2倍近い値を同定結果として算出している。

また、空間的に密な情報が同定精度に及ぼす影響についても検討を行った。図-20には、同定に用いた計測点を5, 10, 25, 50, 100と変化させたときの質量の位置、大きさの同定誤差を示した。なお、位置に関する誤差は、計測点数100のときに10%となるように規準化した。質量位置、大きさともに情報量の増加に伴い、同定精度が大きく向上している。とくに、質量の大きさに関しては、その影響は極めて大きい。

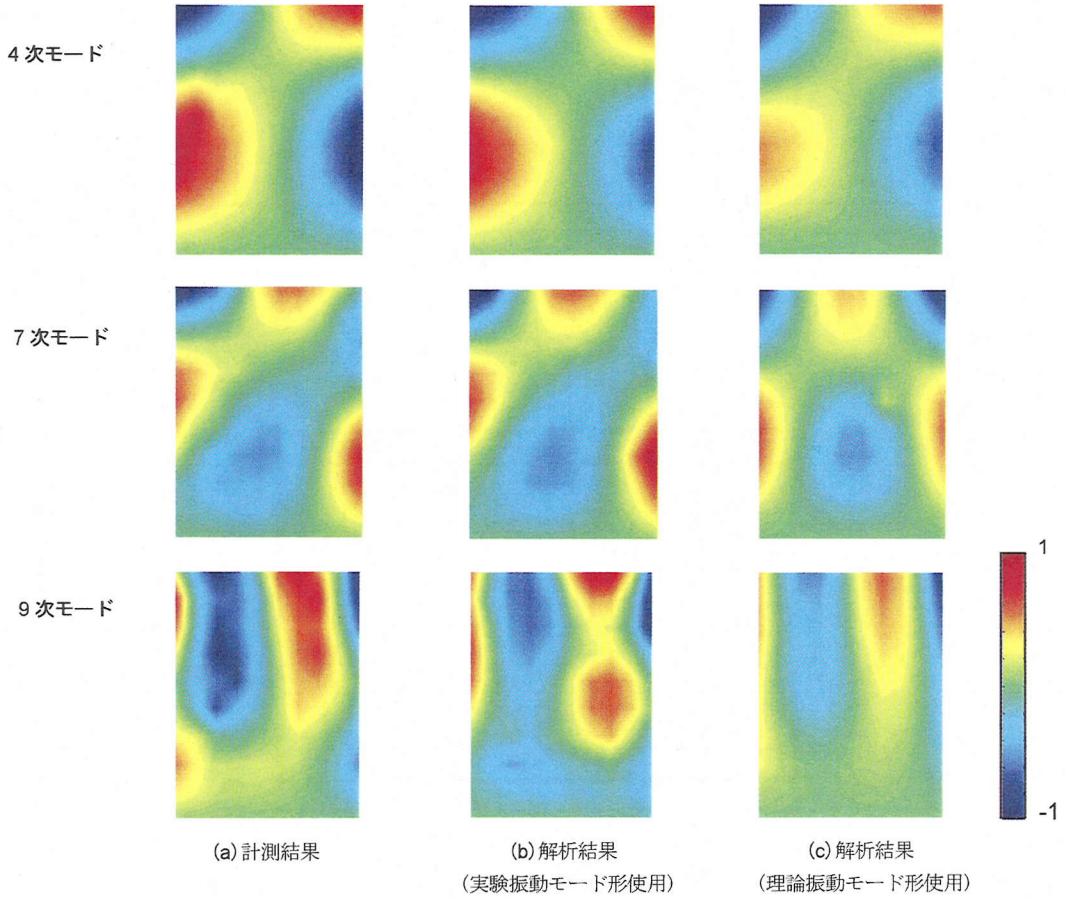


図-16 質量付加後の振動モード形 (ケース1)

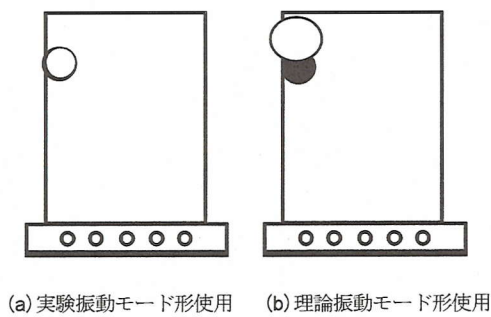


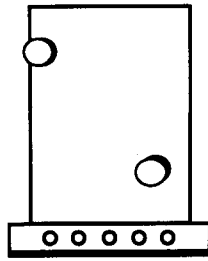
図-17 質量同定結果 (ケース1)

表-5 質量同定結果 (ケース1, 質量変化率: 6.3%)

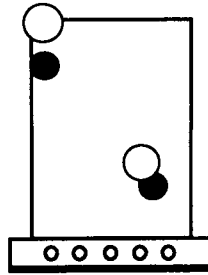
		重りA		
		設定値	同定値	解析値
位置 [cm]	水平方向	2.0	1.5	1.5
	鉛直方向	30.5	30.5	34.5
質量[g]		114	108	254

表-6 質量同定結果 (ケース2, 質量変化率: 6.3%)

		重り1			重り2		
		設定値	同定値	解析値	設定値	同定値	解析値
位置 [cm]	水平方向	2.0	1.5	1.5	24.0	22.5	19.5
	鉛直方向	30.5	30.5	38.5	10.5	10.0	14.0
質量[g]		59	56.3	104.9	55	58.8	87.2

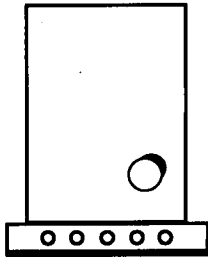


(a) 実験振動モード形使用

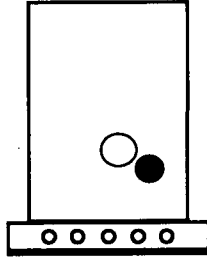


(b) 理論振動モード形使用

図-18 質量同定結果 (ケース 2)



(a) 実験振動モード形使用



(b) 理論振動モード形使用

図-19 質量同定結果 (ケース 3)

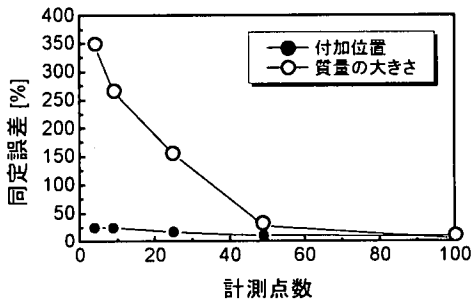


図-20 情報量が同定精度に及ぼす影響

## 7. まとめ

本研究では、社会基盤施設の維持管理手法の合理化を視野に入れ、振動特性の変化に基づく構造物の損傷検出に取り組んだ。そのために、未知非定常入力下において振動モード形を得ることを目的としたレーザー常時微動計測手法を提案し、振動モード形の変化に基づく損傷同定理論の構築を行い、質量変化に対する同定精度について鋼板模型を用いて実験的に検討を行った。主たる結論を以下に述べる。

1. レーザードップラ速度計のレーザー照射角を自動

表-7 質量同定結果 (ケース 3, 質量変化率: 3.0%)

		重り 1		
		設定値	同定値	解析値
位置 [cm]	水平方向	24.0	22.5	16.5
	鉛直方向	10.5	10.0	14.0
質量 [g]		55.0	66.1	94.3

制御することにより、同時性はないが多点計測が可能なスキャンニング振動計測システムを構築した。

- 常時微動入力下において、繰り返し計測により入力の非定常成分と不規則振動成分を除去し、定常振動成分を抽出することで、振動モード形を高次まで高精度に同定することが可能な手法を提案した。また、実際に鋼板を用いた振動計測実験を行い、実験の上からも同定精度の高さを証明した。
- 衝撃加振入力下において、基準点計測用のレーザードップラ速度計を追加することで、2点間の伝達関数から振動モード形を同定する手法を提案し、振動計測結果の信頼性を向上するとともに、計測時間の面から大幅な合理化を図った。
- 平均に必要な繰り返し計測回数に関して、Bootstrap法による振動モード形の信頼区間の収束性から定量的な判断を下すことができる手法を考案した。
- モデル化の誤差による同定精度の低下を防止することを目的として、振動計測結果を直接構造モデルとして用いることができる剛性・質量変化の同定手法を構築した。この方法は、初期の状態が不明でモデル化が困難な老朽構造物に対して、モデル構築を振動計測にのみに代用できるという点において、特に有効である。
- 鋼板を用いた質量付加実験により構築した同定手法の検証を行った結果、理論振動モード形を用いるよ

りも実験振動モード形を直接用いた方が、質量の付加位置、大きさともに高精度に同定できることを示した。

7. 空間的な情報量が同定精度に及ぼす影響について、同定に使用する計測点数を変化させて検証した。その結果、計測点の増加により、質量の位置、大きさともに大幅な同定精度の向上を確認することができた。

上述のように、レーザー計測の有用性が示されたものの、実用化にあたっては、さらに、以下のような検討が求められる。まず、振動計測に関して、必要な計測点数を定量的に決定する手法を構築すると共に、振動モード形の同定については、複素モードを有する非比例減衰系への拡張が求められる。特に、損傷・劣化した構造物では、摩擦などの影響で局所的なエネルギー散逸が存在し、非比例減衰特性を示すものが見られるので、その取り扱いが重要であると思われる。損傷同定については、質量や剛性の変化が複数存在する場合、さらに連続的に変化する場合についても同定手法を拡張する必要がある。また、損傷検出に必要な振動モード次数、計測点に対しても信頼性を明示した定量的な決定手法が求められよう。

本研究では、板材の質量変化という極めて仮想的な損傷について検討を行ったが、コンクリートの剥離や部材の疲労亀裂の検出、RC床版等の剛性評価、ボルトの腐食やゆるみの検出等、実際の損傷に則した実験的検討を行い、実損傷と振動特性の変化との関係を明確化していく必要がある。これらについては、損傷部分を密に計測して、局所的な振動特性変化を捉えることで何らかの関係を見出すことが可能であると考えられる。また、計測についても、実構造物のスケールと表面反射状態に対応した改良が求められるものと思われる。

謝辞：本研究は、一部文部省科学研究費（平成12年度～平成13年度科学研究費補助金）および（財）東電記念科学技術研究所の助成を受けたものである。ここに記して謝意を表す。また、レーザー振動計測に際しては、東京大学影山和郎教授、中央大学大久保信行教授には、貴重な御助言を賜った。

## 参考文献

- 1) Doebling, S.W., Farrar, C.R., Prime, M.B. and Shevitz, D.W.: Damage Identification and Health Monitoring of Structural and Mechanical Systems from Changes in Their Vibration Characteristics: A Literature Review, *Los Alamos National Laboratory Report LA-13070-MS*, 1996.5

- 2) 岩本政巳, 阿部雅人: 損傷・構造同定, 橋梁振動コロキウム97論文集, pp.45-54, 1997.10
- 3) Abe, M.: Structural Monitoring of Civil Structures using Vibration Measurement - Current Practice and Future -, *LNAI 1454 Artificial Intelligence in Structural Engineering*, pp.1-18, 1998.7
- 4) Salawu, O.S.: Detection of Structural Damage through Changes in Frequency: A Review, *Journal of Engineering Structures*, Vol.19, No.9, pp.7187-723, 1997
- 5) 金原勲, 影山和郎, 鈴木敏夫, 大沢勇, 伊出浩司: レーザー振動画像法と有限要素法によるはく離を有する積層板の振動モード解析, 材料, Vol.43, No.487, pp.476-481, 1994.4
- 6) Meza, R., Carrasco, C.J., Osegueda, R.A., James, G and Robinson, N.: Damage Detection in a DC9 Fuselage using Laser Doppler Velocimetry, *Proceedings of The 15th International Modal Analysis Conference*, pp.1779-1785, Orland, 1997.2
- 7) 長松昭男: モード解析, 培風館, 1985.7
- 8) Farrar, C.R., Duffey, T.A., Cornwell, P.J. and Dowbling, S.W.: Excitation Method for Bridge Structures, *Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference*, pp.1063-1068, Orland, 1999.2
- 9) Efron, B. and Tibshirani, R.: *An Introduction to the Bootstrap*, Chapman and Hall, 1993
- 10) 貝戸清之, 阿部雅人, 藤野陽三: 不確実性に起因する振動特性変化の定量化とその有意性検定手法の提案, 土木学会論文集, No.682/I56, pp.399-414, 2001.7
- 11) 貝戸清之, 阿部雅人, 藤野陽三, 依田秀則: レーザードップラ速度計を用いた振動モード形の計測と損傷検出への応用, 第2回構造物の診断に関するシンポジウム論文集, pp.157-162, 1999.8
- 12) 依田秀則: レーザードップラ速度計を用いた実験的モード解析, 東京大学工学部土木工学科卒業論文, 1999.3
- 13) 依田秀則, 阿部雅人, 藤野陽三, 貝戸清之: レーザードップラ速度計を用いた実験的モード解析, 土木学会第54回年次学術講演会概要集 第6部, VI-281, pp.562-563, 1999.9
- 14) Kaito, K., Abe, M., Fujino, Y. and Yoda, H.: Detection of Structural Damage by Ambient Vibration Measurement using Laser Doppler Vibrometer, *Proceedings of The 5th International Symposium on Non-Destructive Testing in Civil Engineering 2000*, pp.137-143, Tokyo, 2000.4
- 15) 貝戸清之, 阿部雅人, 藤野陽三, 依田秀則: レーザードップラ速度計を用いた空間的な振動計測と損傷検出への応用, 第15回宇宙構造・材料シンポジウム論文集, pp.96-99, 1999.10
- 16) 田村央, 阿部雅人, 藤野陽三: モード特性の変化に基づく構造物の損傷同定, 第11回宇宙構造・材料シンポジウム



- △論文集, pp.18-21, 1996.3
- 17) Leissa, A.W.: Vibration of Plates, *NASA Special Publication SP-160*, 1969
- 18) 大崎順彦: 建築振動理論, 彰国社, 1996.11
- 19) 貝戸清之: 不確定性を考慮したレーザー振動計測に基づく構造物の性能評価, 東京大学博士論文, 2000.3
- 20) Abe, M., Fujino, Y., Kajimura, T., Yanagihara, M. and Saito, M.: Monitoring of a Long Span Suspension Bridge by Ambient Vibration Measurement, *Proceedings of The Second International Workshop on Structural Health Monitoring*, pp.400-407, Stanford University, California, 1999.9
- 21) 長松昭男: モード解析入門, コロナ社, 1993.7
- 22) 貝戸清之, 阿部雅人, 藤野陽三: 不確定性を考慮した非比例減衰系の同定と構造物の性能評価への応用, 構造工学論文集, 土木学会, Vol.45A, pp.701-712, 1999.3
- 23) Dowell, E.H.: On Some General Properties of Combined Dynamical System, *Journal of Applied Mechanics*, ASME, Vol.46, pp.206-209, 1979.3
- 24) 佐藤郁郎: 最小二乗法その理論と実際, 観測データの非線形解析, 山海堂, 1998

(2000.12.13 受付)

## CONSTRUCTION OF AMBIENT VIBRATION MEASUREMENT METHOD USING LASER DOPPLER VIBROMETER AND ITS APPLICATION TO STRUCTURAL DAMAGE DETECTION

Kiyoyuki KAITO, Masato ABE, Yozo FUJINO and Hidenori YODA

Damage detection based on vibration characteristics, especially mode shapes that possess spatial vibration information and are sensitively changed by local damage, is one of the powerful techniques for quantitative assessment of structural integrity. However, there are following problems in identification of mode shapes under ambient vibration. One is associated with noise caused by extracting information from microscopic vibration. The other is the restriction of the number of sensors. To overcome these problems, a spatial ambient vibration measurement system using Laser Doppler Vibrometer is developed, and an identification method of vibration characteristics is constructed. The uncertainties associated with measurement are evaluated by Bootstrap analysis. Furthermore, a non-parametric damage detection method is developed and verified experimentally.